

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-236968

(43)Date of publication of application : 31.08.1999

(51)Int.Cl.

F16H 61/40

(21)Application number : 10-058791

(71)Applicant : KOMATSU LTD

(22)Date of filing : 24.02.1998

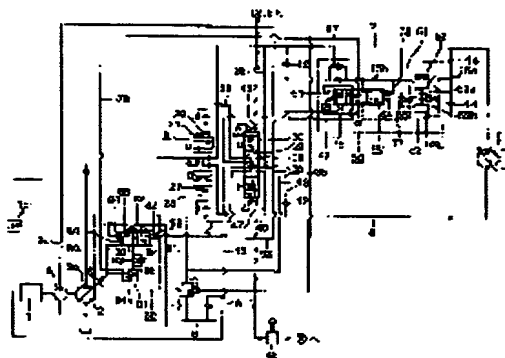
(72)Inventor : HAYASHI MORITA  
SUMI HIDEKI  
NUNOTANI SADAO

## (54) DEVICE AND METHOD FOR CONTROLLING DECELERATION OF HYDRAULIC DRIVE VEHICLE

## (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a device with a simple structure and an efficient method of controlling deceleration of a hydraulic drive vehicle provided with a working machine capable of switching the operation of the vehicle from a forward traveling operation to a backward traveling operation or from the backward traveling operation to the forward traveling operation, capable of reducing the impact during the braking and capable of shortening a braking distance.

**SOLUTION:** A deceleration control device for hydraulic drive vehicle has a traveling hydraulic pump 2 to be driven by the power of an engine 1, a hydraulic motor 6 for traveling a vehicle while receiving the oil discharged from the traveling hydraulic pump 2, and a relief valve 52 arranged between the traveling hydraulic pump 2 and the hydraulic motor 6 and for reducing the number of revolution of the hydraulic motor 6 so as to decelerate a vehicle when the driving force from the vehicle is applied to the hydraulic motor 6 at the time of braking or decelerating. This deceleration control device also has a variable pressure control relief device 50 for changing the pressure adjusting time of the relief valve 52 in response to the strength of the driving force from the vehicle.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the  
examiner's decision of rejection or application converted  
registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of  
rejection][Date of requesting appeal against examiner's decision of  
rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-236968

(43) 公開日 平成11年(1999) 8月31日

(51) IntCl.<sup>6</sup>

F 1 6 H 61/40

識別記号

F I

F 1 6 H 61/40

L

審査請求 未請求 請求項の数 7 F D (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願平10-58791

(22) 出願日 平成10年(1998) 2月24日

(71) 出願人 000001236

株式会社小松製作所

東京都港区赤坂二丁目3番6号

(72) 発明者 林 盛太

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松

製作所小山工場内

(72) 発明者 角 英樹

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松

製作所小山工場内

(72) 発明者 布谷 貞夫

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松

製作所小山工場内

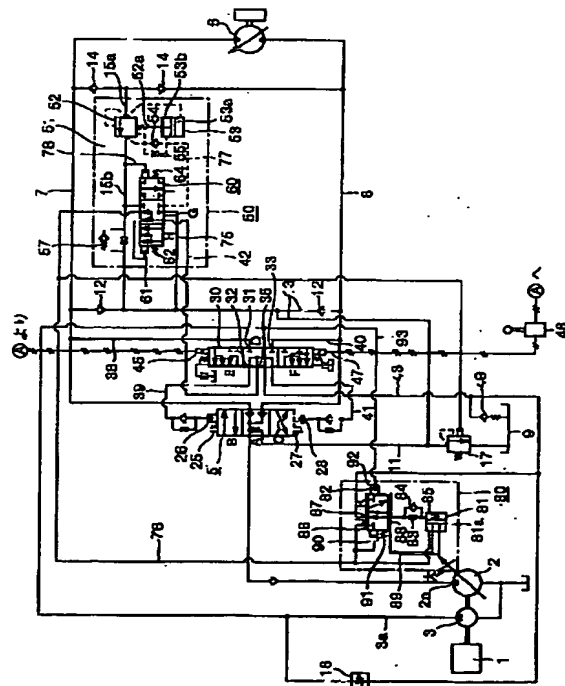
(74) 代理人 弁理士 橋爪 良彦

(54) 【発明の名称】 油圧駆動車両の減速制御装置および減速制御方法

(57) 【要約】

【課題】 作業機を装着した油圧駆動式作業車両で、前進中から後進あるいは後進中から前進への切り換え操作を可能にするとともに、制動時の衝撃が少なく、かつ、制動距離が短く、構造簡単で効率も良く、コストの安い油圧駆動車両の減速制御装置およびその方法を提供する。

【解決手段】 エンジン(1)の動力により駆動される走行用油圧ポンプ(2)と、走行用油圧ポンプ(2)からの吐出油を受けて車両を走行する油圧モータ(6)と、走行用油圧ポンプ(2)と油圧モータ(6)との間に配設され、制動あるいは減速時等に車両からの駆動力が油圧モータ(6)に作用したとき、調圧して油圧モータ(6)の回転数を減じ車両を減速するリリーフ弁(52)とを有する油圧駆動車両の減速制御装置において、車両からの駆動力の大きさに応じてリリーフ弁(52)の調圧している作動時間が可変となる可変圧力制御リリーフ装置(50)を有する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジン(1)の動力により駆動される走行用油圧ポンプ(2)と、走行用油圧ポンプ(2)からの吐出油を受けて車両を走行する油圧モータ(6)と、走行用油圧ポンプ(2)と油圧モータ(6)との間に配設され、制動あるいは減速時等に車両からの駆動力が油圧モータ(6)に作用したとき、調圧して油圧モータ(6)の回転数を減じ車両を減速するリリーフ弁(52)とを有する油圧駆動車両の減速制御装置において、車両からの駆動力の大きさに応じてリリーフ弁(52)の調圧している作動時間が可変となる可変圧力制御リリーフ装置(50)を有することを特徴とする油圧駆動車両の減速制御装置。

【請求項2】 請求項1の油圧駆動車両の減速制御装置において、可変圧力制御リリーフ装置(50)は、リリーフ弁(52)の作動時の流量を検出して作動時間を可変とすることを特徴とする油圧駆動車両の減速制御装置。

【請求項3】 請求項1あるいは請求項2の油圧駆動車両の減速制御装置において、可変圧力制御リリーフ装置(50)は、車両からの駆動力を受けて調圧圧力が漸次上昇することを特徴とする油圧駆動車両の減速制御装置。

【請求項4】 請求項1、請求項2あるいは請求項3のいずれかの油圧駆動車両の減速制御装置において、可変圧力制御リリーフ装置(50)は、一端部にリリーフ弁(52)からタンク(9)への回路の圧力を、他端部に走行用油圧ポンプ(2)と油圧モータ(6)との間の圧力を受け、制動あるいは減速時等に車両からの駆動力が油圧モータ(6)に作用し、かつ、リリーフ弁(52)の作動時に切り換わる制御弁(60)を有することを特徴とする油圧駆動車両の減速制御装置。

【請求項5】 請求項1から請求項4のいずれかの油圧駆動車両の減速制御装置において、可変圧力制御リリーフ装置(50)は、リリーフ弁(52)のリリーフバネ(52a)を付勢しリリーフ弁(52)の調圧を可変とするピストン部(33)と、ピストン部(33)に接続されるとともに、リリーフ弁(52)が作用したのを検出して切り換わり、ピストン部(33)からタンクへの回路を遮断してリリーフ弁(52)を可変とする制御弁(60)とからなることを特徴とする油圧駆動車両の減速制御装置。

【請求項6】 エンジン(1)の動力により駆動される走行用油圧ポンプ(2)と、走行用油圧ポンプ(2)からの吐出油を受けて車両を走行する油圧モータ(4)とを備え、制動あるいは減速時等に油圧モータ(4)からの戻る油を所定圧力に調圧させて減速する油圧駆動車両の減速制御方法において、車両を前進あるいは後進させる駆動時には、油圧を所定圧力まで急激に上昇して車両を駆動し、かつ、制動あるいは減速時には、駆動時の所定圧力より低い圧力から車両の慣性エネルギーで生ずる制動トルクに応じた所定時間の間に、漸次リリーフ圧力を上昇して車両を減速することを特徴とする油圧駆動車両の減速制御方法。

【請求項7】 エンジン(1)の動力により駆動される走行用油圧ポンプ(2)と、走行用油圧ポンプ(2)からの吐出油を受けて車両を走行する油圧モータ(4)とを備え、制動あるいは減速時等に油圧モータ(4)からの戻る油を所定圧力に調圧させて減速する油圧駆動車両の減速制御方法において、車両を前進あるいは後進させる駆動時には、油圧を所定圧力まで急激に上昇して車両を駆動するとともに、駆動中、制動あるいは減速中に、車両の進行方向が前進から後進に、あるいは、後進から前進に切り換えられたときには、所定時間の間に漸次リリーフ圧力を上昇して車両を停止し、その後に油圧を所定圧力まで急激に上昇して車両を駆動することを特徴とする油圧駆動車両の減速制御方法。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は油圧駆動車両の減速制御装置およびその制御方法に係わり、特に、エンジンにより駆動される走行用の可変容量型の油圧ポンプからの油圧で油圧モータを駆動して走行する油圧駆動車両における油圧駆動車両の減速制御装置およびその制御方法に関する。

## 【0002】

【従来の技術】従来、油圧ショベル等の作業機あるいは走行装置を駆動する圧油を発生するポンプには可変容量型油圧ポンプ（以下、油圧ポンプという）が用いられている。この油圧ポンプには、ポンプを駆動するエンジンのストールを防止するため、馬力制御機構（以下、レギュレータという）が付設されている。このレギュレータは、吐出圧力Pに応じて流量Qを制御し、ほぼトルク一定（ $P \times Q = \text{一定}$ ）の運転を行わせるものである。吐出圧力Pが低いときには、図示しないピストンの発生する力は対向するスプリングの力より小さいので、ピストンは移動しないためポンプのシリンダブロックは傾転角最大の位置にあり、ポンプの吐出量も最大になっている。ポンプに作用する負荷、即ち、作業機の負荷あるいは走行時の負荷が増大すると、ピストンはスプリングの力と釣り合った位置に移動し、シリンダブロックの傾転角を減少させ、トルクが一定になるように制御している。上記のように、レギュレータに用いられるスプリングは、シリンダブロックを傾転角最大方向になるように押している。また、他の例では、レギュレータに用いられるスプリングは、シリンダブロックを傾転角が最小になる方向に押しているものが知られている。これにより、エンジン始動時に、ポンプを駆動する負荷が小さくなり、エンジンの起動が容易になる。

【0003】また、油圧ショベル等の建設機械を走行させるために、油圧ポンプと油圧モータを用いる油圧駆動装置が知られている。この油圧駆動装置には、油圧ポンプと油圧モータを閉回路で接続するもの、及び、油圧ポンプと油圧モータとの間に切換弁を挿入し開回路で接続

するものが知られている。このうち、開回路の一例としては、実用新案登録第2543146号公報が提案されている。同公報によれば、この油圧回路は、図6に示すように、作業車両の各種のアクチュエータを駆動する油圧ポンプ201と、この油圧ポンプ201からの圧油の供給を各アクチュエータ毎に制御するコントロールバルブの集合体である多連コントロールバルブ202と、多連コントロールバルブ202の走行用コントロールバルブ203により駆動制御される走行用油圧モータ204からなり、走行用油圧モータ204の主管路205には、クロスオーバーリリーフバルブ206、カウンタバランスバルブ207、メイクアップバルブ208が接続されている。さらに、メイクアップバルブ208とオイルタンク210とが外部メイクアップ回路212により接続され、多連コントロールバルブ202の戻り油管路にはオイルクーラ211が設けられている。なお、上部旋回体と下部旋回体との間で油を流通するセンタジョイントCJが配設されている。さらに、この発明によれば、一端が下部メイクアップバルブ（第2のメイクアップバルブ）208を介して主管路205に接続されたメイクアップ回路212の他端は、メイクアップ回路212のを介してクーラリリーフバルブ213の上流側管路214に接続されている。上流側管路214は多連コントロールバルブ202の戻り管路である。また、多連コントロールバルブ202に内蔵された走行用コントロールバルブ203とセンタジョイントCJとの間の上部主管路205Aは、上部メイクアップバルブ（第1のメイクアップバルブ）215を介してメイクアップ回路212と接続され、上部主管路205Aにも各部からメイクアップ油が補給される。油圧ポンプ217は、ステアリング用油圧ポンプであり、ステアリングバルブ218を介してステアリング用油圧シリンダ219に接続されている。ステアリングバルブ218の戻り油は、戻り管路220、メイクアップ回路212を介してクーラリリーフバルブ213の上流側管路214に接続されている。これにより、センタジョイントCJと多連コントロールバルブ202とを接続する上部旋回体側の上部主管路205Aにメイクアップ油が導入される。したがって、大流量のメイクアップ油を導入すれば、下部走行体に設置された走行用油圧モータ204まで大流量のメイクアップ油が導かれる。また、ステアリング用油圧ポンプ217の戻り油がメイクアップ回路212に合流され、十分なメイクアップ流量を確保できる。したがって、走行用油圧モータ204のキャビテーションを確実に防止できる。さらに、メイクアップ回路212から下部主管路にも直接にメイクアップ油が補給される。また、メイクアップ油の圧力はクーラリリーフ圧で設定でき、補給効率が向上することが記載されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、油圧シ

ョベル等の建設機械を走行させる油圧駆動装置では、減速時、降坂時、および、前進から後進あるいは後進から前進への切り換え時に、キャビテーションが生じて油圧モータを破損したり、降坂時にオーバーランにより車両の制御が出来なくなるという問題がある。このため、閉回路の構成であると、オーバーランを防止するため、エンジンの逆駆動トルクにより発生する慣性エネルギー（定格車速の略125%）は、作業車両の慣性エネルギーを吸収する必要がある。走行用油圧ポンプおよび走行用油圧モータで吸収するためには容量（1回転当たりの吐出容積cc/rev）を大きくしなければならない。また、閉回路の構成であると、キャビテーションが生じないようにするため閉回路の吸入側にはチャージポンプより油を供給しているが、このチャージポンプの供給量を大きくしなければならない。これにより、チャージポンプの駆動力が大きくなり、エンジンの出力馬力は増さなければならず、エンジンが大きくなるとともに、通常の走行時にも無駄なエネルギーが発生する。また、最大走行速度は油圧ポンプおよび油圧モータの容量で決まるので、少なくとも油圧ポンプは最初から容量の大きいものを使用する必要があり、大型の作業車両では、より大きい吐出容積の油圧ポンプが必要になるとともに、それに伴いエンジンの出力馬力も大きくする必要が生じて不経済である。

【0005】次に、開回路で構成されている実用新案登録第2543146号公報によれば、通常の、前進時、後進時、減速時、あるいは、降坂時には、メイクアップバルブよりメイクアップ油が補給されてキャビテーションは防止される。しかし、前進から後進あるいは後進から前進への切り換え時に、キャビテーションが生じて油圧モータが破損したり、車両の制御が出来なくなるという問題がある。例えば、オペレータが走行中に走行用コントロールバルブ203を、前進の位置（イ）から中立を通り越して後進位置（ハ）に入れ、車両を前進から後進に切り換える。前進中では、圧油は下部主回路205Aを介して走行モータ204の入口204Aに達し、走行モータ204を回転して車両が前進している。後進に切り換えたときには、圧油は走行用コントロールバルブ203の後進位置（ハ）から上部主回路205Dを経て、カウンタバランスバルブ207に達し、カウンタバランスバルブ207を後進位置（ハ）に切り換える。油圧ポンプ201からの圧油は、カウンタバランスバルブ207の後進位置（ハ）、下部主回路205Bを介して走行モータ204の入口204Bに達し、走行モータ204を回転して車両を後進させようとする。このときに、走行モータ204は、まだ車両の慣性エネルギーにより前進方向に回転しており、走行モータ204の入口204Bより油を吐出している。このため、油圧ポンプ201からの圧油と、走行モータ204からの油が、下部主回路205Bに吐出されて高圧になり、クロスオー

バリリーフバルブ206が作動する。このクロスオーバーリーフバルブ206からの油が、上部メイクアップバルブ(第1のメイクアップバルブ)215を介して下部主回路205Bにメイクアップ油が補給され、キャビテーションを防止している。しかし、このとき、油圧ポンプ201の吐出油が高圧になるため、従来の油圧回路では、レギュレータが作用して油圧ポンプの吐出量を少なくし、下部主回路205Bにメイクアップ油が十分補給されずにキャビテーションが発生するという問題が生ずる。また、車両の慣性エネルギーが大きいと、クロスオーバーリーフバルブ206が作動している間は、走行モータ等からのもれ油量が大きいので、このもれ量を補った残りの油圧ポンプの吐出量が少なくなり、キャビテーションが生じて、車両が所定の範囲で停止しないという問題が生ずる。したがって、開回路で構成されている油圧駆動装置では、前進中から後進あるいは後進中から前進への切り換え操作することは困難である。また、リリース圧力が一定であるため、空荷平地走行時に制動した場合の惰走距離と積荷降坂走行時に制動した場合の惰走距離との差が極端に大きくなる。すなわち、空荷平地惰走距離が適性になるようにリリース圧力を設定すると、積荷降坂惰走時の流れが過大になり、積荷降坂惰走距離を適性にすると空荷平地制動時の衝撃が大きくなる。また、前進中から後進あるいは後進中から前進への切り換え操作する場合、制動距離が長くなり、作業効率が低下する。また、容量の大きいチャージポンプを常に駆動する必要があり、動力のロスになるとともに発熱の原因ともなり、構造複雑となってコストも高いという問題がある。

【0006】本発明は上記問題点に着目し、油圧駆動車両の減速制御装置およびその制御方法に係わり、特に、作業機を装着した油圧駆動式作業車両で、前進中から後進あるいは後進中から前進への切り換え操作するとともに、制動時の衝撃が少なく、かつ、制動距離が短く、構造簡単で効率も良く、コストの安い油圧駆動車両の減速制御装置およびその方法を提供することを目的としている。

【0007】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明に係る油圧駆動車両の減速制御装置の第1の発明では、エンジンの動力により駆動される走行用油圧ポンプと、走行用油圧ポンプからの吐出油を受けて車両を走行する油圧モータと、走行用油圧ポンプと油圧モータとの間に配設され、制動あるいは減速時等に車両からの駆動力が油圧モータに作用したとき、調圧して油圧モータの回転数を減じ車両を減速するリリース弁とを有する油圧駆動車両の減速制御装置において、車両からの駆動力の大きさに応じてリリース弁の調圧している作動時間が可変となる可変圧力制御リリース装置を有する構成としている。上記構成によれば、オペレータが操作手

段より車両を前進から後進に、あるいは、後進から前進に切り換えたときに、車両からの駆動力、すなわち、車両の慣性力に応じて、油圧モータを制動するリリース弁の圧力、すなわちブレーキ圧力を上昇させて制動力を増して停止時間、および停止距離を従来よりも短くしている。また、車両の慣性力に応じて制動力を制御して空車時と積載時の停止時間、および停止距離の差が小さくしている。したがって、ブレーキ圧力すなわち制動力は、リリース流量すなわち時間とともに連続的に上昇し、制動時に衝撃を与えることなく大きな制動力を発生することが可能となり、乗り心地を向上するとともに、制動距離を短くして作業効率を向上することができる。

【0008】第1の発明を主体とする第2の発明では、可変圧力制御リリース装置は、リリース弁の作動時の流量を検出して作動時間を可変とする構成としている。上記構成によれば、リリース弁の作動時の流量を検出し、作動時の流量に応じて作動時間を可変としている。そのため、制動はスムーズで、かつ大きな制動力が得られる。また、前後進駆動時にはリリース圧力は油圧モータ駆動油圧力に応じて即時に最高リリース圧力に上昇するため車両の加速性は良好である。したがって、上記と同様に、制動時に衝撃を与えることなく大きな制動力を発生することが可能となり、乗り心地を向上するとともに、制動距離を短くして作業効率を向上することができる。

【0009】第1の発明あるいは第2の発明を主体とする第3の発明では、可変圧力制御リリース装置は、車両からの駆動力を受けて調圧圧力が漸次上昇する構成としている。上記構成によれば、車両からの駆動力で調圧圧力が漸次上昇するとともに、駆動力の大きさに応じて調圧圧力の大きさが設定されている。したがって、車両の慣性力に応じて制動力を制御して空車時と積載時の停止時間、および停止距離の差が小さくしている。また、ブレーキ圧力すなわち制動力は、車両からの駆動力に応じて連続的に上昇し、制動時に衝撃を与えることなく大きな制動力を発生することが可能となり、乗り心地を向上するとともに、制動距離を短くして作業効率を向上することができる。

【0010】第1の発明、第2の発明あるいは第3の発明を主体とする第4の発明では、可変圧力制御リリース装置は、一端部にリリース弁からタンクへの回路の圧力を、他端部に走行用油圧ポンプと油圧モータとの間の圧力を受け、制動あるいは減速時等に車両からの駆動力が油圧モータに作用し、かつ、リリース弁の作動時に切り換わる制御弁を有する構成としている。上記構成によれば、制御弁は、制動あるいは減速時等に車両からの駆動力が油圧モータに作用するとともに、その圧力が所定圧力以上に上昇すると、リリース弁が作動して切り換わり、リリース弁の圧力を駆動力の大きさに応じて調圧圧力、および調圧時間を大きくする。また、油圧モータに

作用する圧力が上昇しても制御弁が切り換わらないときには、リリーフ弁は設定圧力に急激に上昇して、車両を駆動する駆動力を生ずる。したがって、制御弁が切り換わると、リリーフ圧力の上昇は所定時間をかけて漸次上昇し、制動はスムーズで、かつ大きな制動力が得られる。また、前後進駆動時にはリリーフ圧力は油圧モータ駆動油圧力に応じて即時に最高リリーフ圧力に上昇するため車両の加速性は良好である。

【0011】第1の発明から第4の発明のいずれかを主体とする第5の発明では、可変圧力制御リリーフ装置は、リリーフ弁のリリーフバネを付勢しリリーフ弁の調圧を可変とするピストン部と、ピストン部に接続されるとともに、リリーフ弁が作用したのを検出して切り換わり、ピストン部からタンクへの回路を遮断してリリーフ弁を可変とする制御弁とからなる構成としている。上記構成によれば、油圧モータに作用する圧力がピストン部に作用してピストンを移動させる。ピストンは移動に伴いリリーフ弁のリリーフバネを付勢して、リリーフ弁の調圧を可変としている。また、制御弁はリリーフ弁が作用したのを検出して切り換わり、ピストン部からタンクへの回路を遮断してピストンの作動を制御してリリーフ弁の調圧を可変としている。したがって、ピストン部および制御弁等の油圧機器により自動的にリリーフ弁の圧力を上昇させているため、油圧回路が簡単になり、また、安価になる。また、油圧機器で操作するため、故障がなくなり、整備性、安全性が向上する。

【0012】本発明に係る油圧駆動車両の減速制御方法の第1の発明では、エンジンの動力により駆動される走行用油圧ポンプと、走行用油圧ポンプからの吐出油を受けて車両を走行する油圧モータとを備え、制動あるいは減速時等に油圧モータからの戻り油を所定圧力に調圧させて減速する油圧駆動車両の減速制御方法において、車両を前進あるいは後進させる駆動時には、油圧を所定圧力まで急激に上昇して車両を駆動し、かつ、制動あるいは減速には、駆動時の所定圧力より低い圧力から車両の慣性エネルギーで生ずる制動トルクに応じた所定時間の間に、漸次リリーフ圧力を上昇して車両を減速する方法としている。上記方法によれば、車両が前進あるいは後進に発進するときには、油圧モータに作用する圧力を急激に上昇して駆動力を生じさせて発進させる。また、制動あるいは減速には、油圧モータに作用する圧力を駆動時の所定圧力よりも低い圧力から車両の慣性エネルギーにより生ずる制動トルクに応じて所定時間の間に、漸次リリーフ圧力を上昇して車両を減速する。したがって、前後進駆動発進時には加速性は良好であり、制動時には衝撃を受けることなくスムーズに減速し、かつ、短距離で停止できるので作業性が向上する。また、前後進駆動発進時、あるいは、制動時の油圧モータに作用する圧力を油圧機器により制御するため、簡単な構造により行うことができ、安価にできる。

【0013】また、制御方法の第2の発明では、エンジンの動力により駆動される走行用油圧ポンプと、走行用油圧ポンプからの吐出油を受けて車両を走行する油圧モータとを備え、制動あるいは減速時等に油圧モータからの戻り油を所定圧力に調圧させて減速する油圧駆動車両の減速制御方法において、車両を前進あるいは後進させる駆動時には、油圧を所定圧力まで急激に上昇して車両を駆動するとともに、駆動中、制動あるいは減速中に、車両の進行方向が前進から後進に、あるいは、後進から前進に切り換えられたときには、所定時間の間に漸次リリーフ圧力を上昇して車両を停止し、その後に油圧を所定圧力まで急激に上昇して車両を駆動する方法としている。上記方法によれば、車両の前進中から後進に、あるいは、後進中から前進のいずれかに切り換えられたときに、作業車両の慣性エネルギーにより逆に駆動され、油圧モータからの戻り油は、リリーフ弁が作用して所定時間の間に漸次リリーフ圧力を上昇して高圧となり、車両には制動トルクが作用して車両を停止する。停止した後、前進あるいは後進させる駆動時には油圧を所定圧力まで急激に上昇して車両を駆動する。したがって、前進中から後進に、あるいは、後進中から前進のシャトル操作を行ったときに、衝撃を受けることなく惰走距離を短くして前後進の切り換えをすることができ、作業性が向上する。

#### 【0014】

【発明の実施の形態及び実施例】次に、本発明の実施例につき図面を参照して説明する。図1は、本発明の第1実施例の油圧駆動式作業車両の走行駆動装置の油圧回路図である。図2は、図1に示す走行用バルブ5およびパイロット圧供給弁30の拡大図である。図3は、図1に示すモジュレーションリリーフ弁50の拡大図である。図1に示すように、エンジン1により可変容量型の走行用油圧ポンプ2と、固定容積型の制御用油圧ポンプ3が駆動されている。走行用油圧ポンプ2の吐出路2aは走行用バルブ5に接続されている。走行用バルブ5には、走行用油圧モータ6への第1主回路7と第2主回路8、および、タンク9への戻り回路11が接続されている。走行用バルブ5は、走行用油圧ポンプ2からの圧油を走行用油圧モータ6への第1主回路7、あるいは、第2主回路8のいずれかに切り換えるとともに、走行用油圧モータ6からの戻り油をタンク9に戻している。第1主回路7および第2主回路8には、それぞれ吸込弁12、12が接続され、それぞれの吸込弁12、12は吸込用回路13によりタンク9への戻り回路11に接続されている。吸込弁12は、第1主回路7、あるいは第2主回路8のいずれかが所定圧力以下になったときに、油を第1主回路7あるいは第2主回路8のいずれかに供給して、走行用油圧モータ6に供給する油にキャビテーションが発生することを防止している。

【0015】また、第1主回路7および第2主回路8に

は、それぞれリリーフ弁用チェック弁14、14、およびリリーフ回路15aを介してモジュレーションリリーフ弁50が接続され、モジュレーションリリーフ弁50の戻りリリーフ回路15bは、吸込用回路13を経てタンク9への戻り回路11に接続されている。モジュレーションリリーフ弁50は、第1主回路7、あるいは第2主回路8のいずれかが所定圧力以上になったときに作動し、回路の圧力を調整するとともに、車両に制動をかけている。また、モジュレーションリリーフ弁50からの戻り油は、吸込用回路13を経て吸込弁12、12より、第1主回路7あるいは第2主回路8のいずれかに供給される。タンク9への戻り回路11には、背圧弁17が挿入され、必要に応じて走行用バルブ5、吸込用回路13、あるいはリリーフ回路15からタンク9への戻り油の圧力を高めて吸込弁12、12から、第1主回路7あるいは第2主回路8のいずれかに供給するの油量を多くして、キャビテーションが発生するのを防止している。制御用油圧ポンプ3の吐出路3aから分岐した油路は、可変絞り18を経てタンク9と通じており、制御用油圧ポンプ3の吐出量に応じた圧力、すなわち、エンジン1の回転数に生じた圧力を発生している。

【0016】走行用バルブ5は、ポンプポート21、タンクポート22、第1、第2アクチュエータポート23、24の4ポートが有り、ポンプポート21に可変容量型の走行用油圧ポンプ2の吐出路2aが接続し、タンクポート22にタンク9が接続し、第1アクチュエータポート23に第1主回路7が接続し、第2アクチュエータポート24に第2主回路8が接続している。前記走行用バルブ5は、一端部に第1スプリング25および第1受圧部26が、また、他端部に第2スプリング27および第2受圧部28が配設されている。走行用バルブ5は、第1・第2スプリング25、27で中立位置Aに保持され、かつ、第1受圧部26の圧力で前進位置Bに、また第2受圧部28の圧力で後進位置Cに切換わるパイロット圧切換式となっている。走行用バルブ5の中立位置Aには、第1・第2チェック弁29a、29bおよび絞り29cが配設され、第1チェック弁29aはポンプポート21と第1主回路7の間に、また、第2チェック弁29bはポンプポート21と第2主回路8の間で、かつ、ポンプポート21から第1、第2アクチュエータポート23、24に向けて流れ、第1、第2アクチュエータポート23、24からポンプポート21に向けて流れが阻止するように配設されている。絞り29cは、ポンプポート21とタンクポート22の間に配設され、タンク9への流れを絞って所定の圧力を発生し、走行用油圧モータ6への第1主回路7および第2主回路8が所定圧力以下（例えば、負圧）になるのを防止している。前記走行用バルブ5の第1・第2受圧部26、28には、後述するパイロット圧供給弁30を経た第1・第2主回路7、8の圧力がパイロット圧力として供給される。

【0017】パイロット圧供給弁30は、第1・第2・第3・第4・第5・第6ポート31、32、33、34、35、36とタンクポート37の7ポートを有している。第1ポート31は第1パイロット回路38により第1主回路7に接続し、第2ポート32は第2パイロット回路39により第1受圧部26に接続し、第3ポート33は第3パイロット回路40により第2主回路8に接続し、第4ポート34は第4パイロット回路41により第2受圧部28に接続している。第5ポート35は第5パイロット回路42によりモジュレーションリリーフ弁50に接続している。第6ポート36は吐出路3aから制御用油圧ポンプ3に接続している。タンクポート37は第2戻り回路43によりタンク9に接続している。また、パイロット圧供給弁30は、中立位置D、前進位置E、および、後進位置Fの3位置を有している。パイロット圧供給弁30は、一端部に第1スプリング44および第1ソレノイド45が、また、他端部に第2スプリング46および第2ソレノイド47が配設されている。パイロット圧供給弁30は、第1スプリング44および第2スプリング46で中立位置Dが保持され、かつ、第1ソレノイド45により前進位置Eとなり、また、第2ソレノイド47により後進位置Fとなる電磁切換式となり、第1ソレノイド45、第2ソレノイド47には、後述する操作部48を操作することにより電流が供給される。

【0018】中立位置Dでは、第1ポート31および第3ポート33は遮断されるとともに、他のポート（第2ポート32、第4ポート34、第5ポート35、第6ポート36およびタンクポート37）は全部接続され、制御用油圧ポンプ3からの吐出油は、タンク9の前の背圧用チェック弁49により背圧が付加されている。前進位置Eでは、第3ポート33および第6ポート36は遮断されるとともに、第1ポート31と第2ポート32と第5ポート35とが、また、第4ポート34とタンクポート37とがそれぞれ接続され、作動時には第1主回路7の圧力を走行用バルブ5の第1受圧部26に供給するとともに、第2受圧部28の油をタンク9に戻している。後進位置Fでは、第1ポート31および第6ポート36は遮断されるとともに、第3ポート33と第4ポート34と第5ポート35とが、また、第2ポート32とタンクポート37とがそれぞれ接続され、作動時には第2主回路8の圧力を走行用バルブ5の第2受圧部28に供給するとともに、第1受圧部26の油をタンク9に戻している。

【0019】操作部48は、前進あるいは後進を選択するときに用い、例えば、前進の時には操作部48を図示の右側に操作し、第1ソレノイド45に電流を送り、パイロット圧供給弁30を前進位置Eに切り換える。パイロット圧供給弁30は、第1主回路7の圧力をパイロット圧として走行用バルブ5の第1受圧部26に供給して

走行用バルブ5を前進位置Bに切り換える。走行用油圧ポンプ2の圧油は、走行用バルブ5の前進位置Bおよび第1主回路7を経て走行用油圧モータ8に供給され、車両を前進させる方向に回転させる。後進は、この反対であり、操作部48を図示の左側に操作し、第2ソレノイド49に電流を送りパイロット圧供給弁30を後進位置Fに切り換えることにより行われる。

【0020】モジュレーションリリーフ弁50は、可変リリーフ弁部51と、制御弁60と、第1絞り部57とからなっている。可変リリーフ弁部51は、可変リリーフ弁52と、ピストン部53と、チェック弁54と、および、絞り55とからなっている。可変リリーフ弁52は、リリーフ弁用チェック弁14、14、リリーフ回路15aを介して第1主回路7および第2主回路8に接続されるとともに、戻りリリーフ回路15b、吸込用回路13を経てタンク9への戻り回路11に接続されている。可変リリーフ弁52の一端部には、リリーフ回路15aの圧力が導かれて作用し、また、他端部には、バネ52aが配設されるとともに、戻りリリーフ回路15bの圧力が導かれて作用している。バネ52aには、ピストン部53が連結されピストン部53の力がバネ52aに作用している。これにより、可変リリーフ弁52の他端部に作用するバネ52aの荷重を可変とし、可変リリーフ弁52の調圧圧力を可変としている。ピストン部53のピストンボトム室53aには、リリーフ回路15aの圧力が導かれて作用し、ピストン部53がバネ52aを押圧している。ピストン部53のピストンヘッド室53bは、チェック弁54および絞り55を介して戻りリリーフ回路15bに接続されている。

【0021】可変リリーフ弁52は、車両の通常の走行時に、第1主回路7あるいは第2主回路8に発生する圧力のいずれかが可変リリーフ弁52の一端部およびピストン部53のピストンボトム室53aに作用し、第1主回路7あるいは第2主回路8の走行による圧力が、詳細は後述するように速やかに所定の調圧圧力（例えば、420Kg/cm<sup>2</sup>）以下になるようにしている。また、可変リリーフ弁52は、車両の制動あるいは減速時に、ピストンヘッド室53bから戻りリリーフ回路15bに戻る油を絞り55で絞り圧力を高くしてピストン部53によるバネ52aの押圧を遅らせるとともに、ピストン部53によるバネ52aの押圧を弱くして、第1主回路7あるいは第2主回路8に発生する圧力を車両の慣性エネルギーに伴う制動圧力（例えば、150Kg/cm<sup>2</sup>から420Kg/cm<sup>2</sup>の可変圧力）になるようにしている。

【0022】図4は、車両減速時のブレーキ圧力（リリーフ圧力）と車両が停止するまでの時間の関係を示す一例の図であり、縦軸は走行用油圧モータ6に作用する圧力P（可変リリーフ弁の調圧圧力（Kg/cm<sup>2</sup>））を、横軸は時間(sec)を示す。図中の実線は、減速あるいは停止中の可変リリーフ弁の調圧圧力（Kg/cm<sup>2</sup>）の推移を示し

ている。例えば、減速あるいは停止を開始するときには、走行用油圧モータ6に作用する第1主回路7あるいは第2主回路8の圧力は、ピストンヘッド室53bから戻りリリーフ回路15bに戻る油を絞り55で絞り圧力を高くしてピストン部53によるバネ52aの押圧を遅らせるとともに、ピストン部53によるバネ52aの押圧を弱くしているため、圧力ゼロから調圧圧力P1まで急激に立ち上がり、調圧圧力P1で調圧を開始する。この後には、第1主回路7あるいは第2主回路8の圧力が、走行用油圧モータ6を駆動する車両の慣性エネルギーにより上昇するため、ピストンヘッド室53bに作用する圧力が上昇し、さらにバネ52aを強く押圧する。これに伴い、可変リリーフ弁の調圧圧力（Kg/cm<sup>2</sup>）は、実線Pqに沿って上昇する。この上昇は、車両の慣性エネルギーの大きさにより変化し、走行用油圧モータ6を駆動する車両の慣性エネルギーが無くなれば、直ちに調圧圧力はゼロになる。図中において、例えば、低速平地走行の場合には時間T1で車両は停止し、高速平地走行の場合には時間T2で停止する。高速降坂時には時間T3で停止するが時間が長いのでブレーキ圧力もP2まで上昇し、状況によっては破線に示すように最高リリーフ圧P3まで上昇する。したがって、従来の一点鎖線に示すような、本案よりも調圧圧力が一定で若干高い時に比べると、制動距離を短くするとともに、作動開始時の調圧圧力の低下分だけ制動時の衝撃を低減することができる。また、二点鎖線に示すような、高い一定の調圧圧力時に比べると、制動距離は若干長くなるが、制動時の衝撃を大幅に低減することができる。

【0023】制御弁60は、3位置6ポートから構成され、一端部に第3受圧部61とバネ62が、他端部には第4受圧部63とバネ64が配設されている。3位置は、バネ62とバネ64とにより位置決めされる中立位置Gと、前進あるいは後進時の走行位置Hと、および、制動時のリリーフ位置Iがある。第1ポート66は第5パイロット回路42によりパイロット圧供給弁30の第5ポート35に接続している。第2ポート67は一端部の第3受圧部61に接続している。第3ポート68は第6パイロット回路75により吸込用回路13に接続している。第4ポート69は第7パイロット回路76により後述する走行用油圧ポンプ2のレギュレータ80に接続している。第5ポート70は戻りリリーフ回路15bに接続している。第6ポート71は第8パイロット回路77によりピストンヘッド室53bに接続している。第4受圧部63は第8パイロット回路78により戻りリリーフ回路15bに接続している。

【0024】制御弁60は、第5パイロット回路42によりパイロット圧供給弁30を経て第1主回路7あるいは第2主回路8に接続され、前進あるいは後進時には走行位置Hに切り換わり、第1主回路7あるいは第2主回路8の走行時の駆動圧力を走行用油圧ポンプ2のレギュ



レータ80に送り、走行用油圧ポンプ2の吐出量QAを制御している。また、制御弁60は、前進あるいは後進時には走行位置Hにあり、ピストンヘッド室53bから第8パイロット回路77、制御弁60を経て戻りリリーフ回路15bに連通する。このとき、ピストンヘッド室53bから戻りリリーフ回路15bに戻る油は、絞られることがなくなりピストン部53によるバネ52aの押圧は、第1主回路7あるいは第2主回路8に発生する圧力により速やかに行われる。これにより、前進あるいは後進時には、第1主回路7あるいは第2主回路8の圧力は、可変リリーフ弁52の迅速な応答に制御される。

【0025】また、制御弁60は、車両の制動時にはリリーフ位置Iにあり、ピストンヘッド室53bから第8パイロット回路77、制御弁60を経て戻りリリーフ回路15bに戻る油を遮断する。このとき、ピストンヘッド室53bから戻りリリーフ回路15bに戻る油は、絞り55で絞られて圧力が高められ、ピストン部53によるバネ52aの押圧を遅らせるとともに、ピストン部53によるバネ52aの押圧を弱くして、第1主回路7あるいは第2主回路8に発生する圧力を車両の慣性エネルギーに伴う制動圧力（例えば、150Kg/cm<sup>2</sup>から420Kg/cm<sup>2</sup>の可変圧力）になるようにしている。第1絞り部57は、第1絞り57aと、チェック弁57bとからなる。第1絞り57aは、戻りリリーフ回路15bに流れる戻り油に抵抗を与え、チェック弁57bにより所定の圧力（例えば、2Kg/cm<sup>2</sup>）を発生する。この所定圧力は、第8パイロット回路78より第4受圧部63に作用し、可変リリーフ弁52の作動時に制御弁60をリリーフ位置Iに切り換える。

【0026】走行用油圧ポンプ2には、ポンプの吐出容積（1回転当たりの吐出容積cc/rev）を可変にするレギュレータ80が付設されている。このレギュレータ80は、ピストンシリンダ81、サーボ弁82、絞り83、および、チェック弁84から構成されている。ピストンシリンダ81は、図示しない斜板等に接続され、かつ、サーボ弁82からの油を受けて傾転角を制御し、ポンプの吐出容積を可変にする。ピストンシリンダ81のボトム側には、バネ85が挿入され、傾転角を大きくしてポンプの吐出容積を大きくするようにピストン81aを押圧している。また、ピストンシリンダ81のヘッド側には、第1主回路7あるいは第2主回路8からのパイロット圧力（Pac）を制御弁60を経て受けている。サーボ弁82は2位置3ポートからなっている。第1ポート86は第7パイロット回路76に接続され、第1主回路7あるいは第2主回路8からのパイロット圧力（Pac）を制御弁60を経て受けている。第2ポート87は第2戻り回路43によりタンク9に接続している。第3ポート88は絞り83およびチェック弁84を介してピストンシリンダ81に接続している。また、サーボ弁82はリンク89によりピストンシリンダ81に連結さ

れ、共に移動している。

【0027】サーボ弁82の一端部には、第5受圧部90とバネ91が、また、他端部には第6受圧部92が配設されている。第5受圧部90は、第7パイロット回路76からのパイロット圧（Pac）を制御弁60を経て受けている。第6受圧部92は、制御用油圧ポンプ3の吐出路3aから分岐した油路93を経て、エンジン1の回転数に応じて生じた圧力を受けている。サーボ弁82は、走行用油圧モータ8を駆動する第1主回路7あるいは第2主回路8の走行時の駆動圧力が高いときにはJ位置にあり、バネ91に抗してピストンシリンダ81を図示の右側に移動して吐出容積（cc/rev）を少なくしている。また、走行時の駆動圧力が低く、かつ、エンジンの回転数が高いときにはK位置にあり、バネ91とともにピストンシリンダ81を図示の左側に移動して吐出容積（cc/rev）を多くしている。また、走行用油圧モータ8が車両の慣性エネルギーにより逆に駆動されて走行時の駆動圧力が低く、かつ、エンジンの回転数も低いときには、K位置あるいはJ位置にあり、バネ91によりピストンシリンダ81を図示の左側に移動して走行用油圧モータ8にキャビテーションが発生しないように吐出容積（cc/rev）を多くしている。

【0028】次に走行動作を説明する。例えば、作業車両を前進走行させるため操作部48を操作し第1ソレノイド45に電流を送り、パイロット圧供給弁30を前進位置Eに切り換えると、制御用油圧ポンプ3からの油がタンク9に戻るのを遮断する。制御用油圧ポンプ3の油は可変絞り18でエンジン1の回転数を検出するとともに、その圧力を制御用油圧ポンプ3の吐出路3aから分岐した油路93を経て走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82の第6受圧部92に供給している。パイロット圧供給弁30は、走行用バルブ5と走行用油圧モータ6とを接続する第1主回路7から第1パイロット回路38を経て第1ポート31に走行用油圧モータ6を駆動する圧力を受け、第1ポート31から第5ポート35、第5パイロット回路42、および制御弁60を経て、制御弁60の第3受圧部61に第1主回路7からの駆動圧力をパイロット圧（Pac）として供給し制御弁60を走行位置Hに切り換える。また、パイロット圧供給弁30は、第1ポート31から第2ポート32、第2パイロット回路39を経て走行用バルブ5の第1受圧部26にパイロット圧を供給し、また、第2受圧部28のパイロット圧は、第4パイロット回路41、パイロット圧供給弁30を経てタンク9に戻され、走行用バルブ5を前進位置Bに切り換える。制御弁60は、第5パイロット回路42を経て第1主回路7からの駆動圧力を第1ポート66に受け、駆動圧力をパイロット圧（Pac）として第4ポート69、第7パイロット回路76を経て走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82の第5受圧部90に供給している。

【0029】パイロット圧供給弁30を前進位置Eに切

換えると、絞り29cによって絞られた第1主回路7の所定圧力が、走行用バルブ5を前進位置Bに、制御弁60を走行位置Hに、および、走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82の第5受圧部90に供給して作動させ、走行用油圧ポンプ2の吐出圧油が第1主回路7に供給されると共に、第2主回路8の油はタンク9に流れて走行用油圧モータ8を前進方向に回転させる。このとき、走行用油圧モータ8を駆動する駆動圧力は、走行開始のため高圧になっているので、走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82はJ位置にあり、駆動圧力は、バネ91に抗してピストンシリンダ81を図示の右側に移動して吐出容積(cc/rev)を少なくしている。したがって、作業車両は衝撃がなくゆっくりした速度で走行を開始する。また、このとき、制御弁60は中立位置の絞り、およびレギュレータ80の絞り83によりゆっくり作動して切り換わり、衝撃がなく走行を開始することができる。また、このとき、制御弁60が走行位置Hにあるため、ピストンヘッド室53bの油は、第8パイロット回路77、制御弁60の第6ポート71と第5ポート70、を経て戻りリリーフ回路15bに戻るため、ピストンヘッド室53bから戻りリリーフ回路15bに速やかに戻る。このため、第1主回路7の駆動圧力が、リリーフ回路15aを経て可変リリーフ弁52の一端部およびピストン部53のピストンボトム室53aに作用するが、ピストン部53は速やかに作動し、第1主回路7の走行による圧力を所定の調圧圧力(例えば、420Kg/cm<sup>2</sup>)になるようにしている。

【0030】次に、走行速度を早めるために、オペレータが図示しないアクセルペダル踏み量を増すと、エンジン1の回転数が上昇するため制御用油圧ポンプ3の吐出圧力が増し、この高い吐出圧力が走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82の第6受圧部92に供給される。一方、走行速度が早くなると、走行用油圧モータ8の駆動する第1主回路7の駆動圧力が低下する。この低下した駆動圧力が、パイロット圧供給弁30、制御弁60、および第7パイロット回路76を経て、走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82の第6受圧部92に供給される。これにより、サーボ弁82は、第7パイロット回路76からK位置を経て、ピストンシリンダ81のボトム側に流れ、バネ91とともにピストン81aを図示の左側に移動して吐出容積(cc/rev)を多くして、車両の速度を増している。このとき、制御用油圧ポンプ3の高い吐出圧力が背圧弁17に作用し、走行用油圧モータ8からの戻り油を低圧にしている。

【0031】次に、高速で走行している状態から減速する場合について説明する。オペレータが図示しないアクセルペダルの踏み込み量を弱めると、エンジン1の回転数が低下するため制御用油圧ポンプ3の吐出圧力が低下し、この低くなった吐出圧力が走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82の第6受圧部92に供給される。また、高速

で走行しているため、作業車両を駆動する駆動圧力も低くなっているが、さらに減速するため走行用油圧モータ8は、車両の慣性エネルギーに伴う逆の駆動力を受けて、第1主回路7の駆動圧力が低い圧力になり、サーボ弁82の第5受圧部90に供給される圧力も低くなる。このため、サーボ弁82は、J位置からK位置に移動し、ピストンシリンダ81のボトム側の油は、レギュレータ80の絞り83、サーボ弁82のK位置を経てタンク9に戻る。これにより、ピストン81aを図示の右側に移動して吐出容積(cc/rev)を少なくするが、所定量移動するとバネ85にピストン81aが当接して停止し、走行用油圧ポンプ2の吐出容積(cc/rev)は所定量確保される。この走行用油圧ポンプ2から吐出される所定量の油は、吐出路2a、走行用バルブ5を前進位置Bを経て、第1主回路7に送り所定圧力(例えば、20Kg/cm<sup>2</sup>)に保ち、走行用油圧モータ8がキャビテーションを発生することを確実に防止している。このとき、走行用油圧モータ8からタンク9への戻り油は、吸込弁12から第1主回路7に供給する油量を多くしている。上記において、車両の減速度が大きい場合には、次の降坂走行している場合と同様に、走行用油圧モータ8の戻り油の圧力が上昇し、走行用油圧モータ8の回転数が減速されるように可変リリーフ弁52が作動して制動トルクを生じ、後述の図5に示するように、暫時減速していく。

【0032】次に、降坂走行している場合について説明する。降坂走行している時に、作業車両の慣性エネルギーが大きくなり、走行用油圧モータ8の回転数が走行用油圧ポンプ2から供給される吐出量に見合った速度を超えそうになると、すなわち、オーバーランが発生しそうになると第1主回路7の圧力が低下する。従って、第1主回路7から第1パイロット回路38、パイロット圧供給弁30の前進位置E、および第2パイロット回路39を経て、走行用バルブ5の第1受圧部26に作用するパイロット圧力が低下する。これにより、走行用バルブ5は第1スプリング25により前進位置Eから中立位置Aに戻される。走行用バルブ5が中立位置Aに戻されると、作業車両の慣性エネルギーにより駆動される走行用油圧モータ8から吐出された戻り油は、走行用バルブ5の第1チェック弁29bによりタンク9に戻るのを阻止され、走行用油圧モータ8からの戻り油は圧力が上昇する。走行用油圧モータ8の戻り油の圧力上昇により、走行用油圧モータ8の回転数は減速されるように制動トルクが生ずる。また、第1主回路7から第1パイロット回路38、パイロット圧供給弁30の前進位置E、第5パイロット回路42、および制御弁60の走行位置Hを経て、制御弁60の第3受圧部61に作用するパイロット圧力が低下する。これにより、制御弁60はバネ64により前進位置Eから中立位置Gに戻される。

【0033】制御弁60は、走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82に接続する第7パイロット回路76と、吸込用

回路13を経てタンク9に接続する第6パイロット回路75とを接続して、走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82に作用するパイロット圧を低下する。サーボ弁82は、第6受圧部92に作用する制御用油圧ポンプ3の吐出圧力によりK位置に切り換えられ、ピストンシリンダ81のボトム側の油は、レギュレータ80の絞り83、サーボ弁82のK位置を経てタンク9に戻る。これにより、ピストン81aを図示の右側に移動して吐出容積(cc/rev)を少なくするが、所定量移動するとバネ85にピストン81aが当接して停止し、走行用油圧ポンプ2の吐出容積(cc/rev)は所定量確保される。この走行用油圧ポンプ2から吐出される所定量の油は、吐出路2a、走行用バルブ5を中立位置Aの第1チェック弁29aを経て、第1主回路7に送られ所定圧力(例えば、20Kg/cm<sup>2</sup>)に保ち、走行用油圧モータ8がキャビテーションを発生することを確実に防止している。このとき、走行用油圧モータ8からタンク9への戻り油は、吸込弁12から第1主回路7に供給する油量を多くしている。以上により、作業車両にはブレーキが掛かり、作業車両のオーバーランの発生は防げる。作業車両にブレーキが作用し、車両速度が低下すると、再度、第1主回路7の圧力が上昇し、走行用油圧モータ8は、走行用油圧ポンプ2から供給される吐出量に見合った速度でバランスして、作業車両は降坂走行する。車両の速度は、後述の図5に示するように、暫時減速していく。

【0034】次に、作業車両を走行している状態から停止する場合について説明する。オペレータが図示しないアクセルペダルの踏み込み量を弱めるとともに、操作部48を前進位置から中立位置に操作する。エンジン1の回転数が低下するため制御用油圧ポンプ3の吐出圧力が低下し、この低くなった吐出圧力が走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82の第6受圧部92に供給される。操作部48の操作により第1ソレノイド45に電流が流れていたのが停止し、パイロット圧供給弁30は、前進位置Eから中立位置Dに戻る。これにより、第1主回路7から第1パイロット回路38を経て第1ポート31に供給される走行用油圧モータ6を駆動する圧力は、第1ポート31により遮断される。また、第1ポート31を経て制御弁60の第3受圧部61に作用していた第1主回路7からのパイロット圧(Pac)は供給が停止され、制御弁60は走行位置Hから中立位置Gに戻される。また、第1ポート31を経て走行用バルブ5の第1受圧部26に供給されていたパイロット圧は供給が停止され、走行用バルブ5は前進位置Bから中立位置Aに戻される。

【0035】このとき、作業車両が積み荷等により慣性エネルギーが大きくなっていると、走行用油圧モータ8は、車両の慣性エネルギーに伴う大きな逆の駆動力を受ける。作業車両の慣性エネルギーにより駆動される走行用油圧モータ8から吐出された第2主回路8の戻り油は、走行用バルブ5の第1チェック弁29bによりタン

ク9に戻るのが阻止され、走行用油圧モータ8からの戻り油は圧力が上昇する。走行用油圧モータ8の戻り油の圧力上昇により、走行用油圧モータ8の回転数は減速されるように制動トルクが生ずる。この制動トルクは、第2主回路8からの戻り油がリリーフ弁用チェック弁14を経て可変リリーフ弁52に作用し、この可変リリーフ弁52による生ずる圧力により発生し、この発生する圧力は車両の慣性エネルギーに伴う逆の駆動力の大きさにより決定される。すなわち、制御弁60は中立位置Gにあるため、ピストンヘッド室53bから第8パイロット回路77、制御弁60を経て戻りリリーフ回路15bに戻る油を遮断する。このとき、ピストンヘッド室53bから戻りリリーフ回路15bに戻る油は、絞り55で絞られて圧力が高められ、ピストン部53によるバネ52aの押圧を遅らせるとともに弱くして、第2主回路8に発生する圧力を車両の慣性エネルギーに伴う制動圧力(例えば、150Kg/cm<sup>2</sup>から420Kg/cm<sup>2</sup>の可変圧力)になるように可変リリーフ弁52により調圧される。このリリーフ回路15aの圧油は、調圧後には戻りリリーフ回路15bに流され、吸込用回路13を経て吸込弁12から第1主回路7に供給される。また、制御弁60が中立位置Gにあるため、走行用油圧ポンプ2の吐出量は前記の降坂走行している場合と同様に作動する。

【0036】制御弁60は、走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82に接続する第7パイロット回路76と、吸込用回路13を経てタンク9に接続する第6パイロット回路75とを接続して、走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82に作用するパイロット圧を低下する。サーボ弁82は、第6受圧部92に作用する制御用油圧ポンプ3の吐出圧力によりK位置に切り換えられ、ピストンシリンダ81のボトム側の油は、レギュレータ80の絞り83、サーボ弁82のK位置を経てタンク9に戻る。これにより、ピストン81aを図示の右側に移動して吐出容積(cc/rev)を少なくするが、所定量移動するとバネ85にピストン81aが当接して停止し、走行用油圧ポンプ2の吐出容積(cc/rev)は所定量確保される。この走行用油圧ポンプ2から吐出される所定量の油は、吐出路2a、走行用バルブ5を中立位置Aの第1チェック弁29aを経て、第1主回路7に送られ所定圧力(例えば、20Kg/cm<sup>2</sup>)に保ち、走行用油圧モータ8がキャビテーションを発生することを確実に防止している。このとき、走行用油圧モータ8からタンク9への戻り油は、吸込弁12から第1主回路7に供給する油量を多くしている。以上により、作業車両にはブレーキが掛かり、作業車両は車両の慣性エネルギーに伴う制動圧力により、所定の制動距離で停止することができる。

【0037】図5は、以上で説明した車両減速時の車速と車両が停止するまでの時間の関係を示す一例の図であり、縦軸は車両の速度(VKm/h)を、横軸は時間(sec)を示す。図中の実線は、減速時の車両の速度の推移を示

し、実線V aは低速平地走行時に車速V 1からの停止時間T 1までを、実線V bは高速平地走行時に車速V 2からの停止時間T 2までを、および、実線V cは高速降坂時に車速V 3からの停止時間T 3までを示す。従来のものはブレーキ圧力が一定のため、高速降坂時には破線に示すように停止時間はT 4となり、本発明の減速制御装置は従来のものよりも停止時間および停止距離が短くなるとともに、制動時の衝撃を大幅に低減することができる。また、低速平地走行時には一点鎖線に示すように停止時間はT 5となり、本発明の減速制御装置は従来のものよりも停止時間および停止距離が若干長くなるが、制動時の衝撃を低減することができる。

【0038】次に、作業車両を前進走行している状態から後進走行している状態にする場合について説明する。オペレータがアクセルペダルの踏み込み量を弱める（OFF）とともに、例えば、操作部48を前進位置から後進位置に操作する。エンジン1の回転数が低下するため制御用油圧ポンプ3の吐出圧力が低下し、この低くなった吐出圧力が走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82の第6受圧部92に供給される。操作部48の操作により第1ソレノイド45に電流が流れているのを停止するとともに、第2ソレノイド47に電流が流され、パイロット圧供給弁30は、前進位置Eから後進位置Fに切り換えられる。パイロット圧供給弁30は、走行用バルブ5と走行用油圧モータ6とを接続する第2主回路8から第3パイロット回路40を経て第3ポート33に走行用油圧モータ6を駆動する圧力を受け、第3ポート33から第5ポート35、第5パイロット回路42、および制御弁60を経て、制御弁60の第3受圧部61に第2主回路8からの駆動圧力をパイロット圧（Pac）として供給し制御弁60を走行位置Hに切り換える。また、パイロット圧供給弁30は、第3ポート33から第4ポート34、第4パイロット回路41を経て走行用バルブ5の第2受圧部28にパイロット圧を供給し、また、第1受圧部26のパイロット圧は、第2パイロット回路39、パイロット圧供給弁30を経てタンク9に戻され、走行用バルブ5を後進位置Cに切り換える。制御弁60は、第5パイロット回路42を経て第2主回路8からの駆動圧力を第1ポート66に受け、駆動圧力をパイロット圧（Pac）として第4ポート69、第7パイロット回路76を経て走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82の第5受圧部90に供給している。

【0039】パイロット圧供給弁30が後進位置Fに、走行用バルブ5を後進位置Cに、制御弁60を走行位置Hに、および、走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82の第5受圧部91に供給して作動させ、走行用油圧ポンプ2の吐出圧油が第2主回路8に供給されると共に、第1主回路7の油はタンク9に流れて走行用油圧モータ8を後進方向に回転させる。しかし、前進中の戻り油が流れる第2主回路8には、後進時に切り換えられた後進のため

の圧油が供給される。このとき、作業車両は停止していないため、走行用油圧モータ6は車両の慣性エネルギーに伴う逆の駆動力を受けて、第1主回路7の駆動圧力が低い圧力になるとともに、第2主回路8は走行用油圧ポンプ2の後進のための圧油と、走行用油圧モータ6が逆の駆動力を受けて吐き出す戻り油とが合流されて高圧が発生する。第2主回路8に発生した高圧は、リリーフ弁用チェック弁14を経て可変リリーフ弁52に作用し、この発生した高圧により可変リリーフ弁52が作動し、前進方向の回転数を漸次減少していき車両を停止する。

【0040】可変リリーフ弁52が作動し、調圧後の油が戻りリリーフ回路15bに流されると、第1絞り部57により絞られて所定圧力を発生し、第8パイロット回路78より第4受圧部63に作用し、可変リリーフ弁52の作動中は制御弁60をリリーフ位置Iに切り換える。この切り換えにより、制御弁60はリリーフ位置Iにあるため、ピストンヘッド室53bから第8パイロット回路77、制御弁60を経て戻りリリーフ回路15bに戻る油を遮断する。このとき、ピストンヘッド室53bから戻りリリーフ回路15bに戻る油は、絞り55で絞られて圧力が高められ、ピストン部53によるバネ52aの押圧を遅らせるとともに弱くして、第2主回路8に発生する圧力を車両の慣性エネルギーに伴う制動圧力（例えば、150Kg/cm<sup>2</sup>から420Kg/cm<sup>2</sup>の可変圧力）になるように可変リリーフ弁52により調圧される。このリリーフ回路15aの圧油は、調圧後には戻りリリーフ回路15bに流され、吸込用回路13を経て吸込弁12から第1主回路7に供給される。

【0041】また、制御弁60がリリーフ位置Iにあると、走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82に接続する第7パイロット回路76と、吸込用回路13を経てタンク9に接続する第6パイロット回路75とを接続して、走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82に作用するパイロット圧（Pac）を低下する。サーボ弁82は、第6受圧部92に作用する制御用油圧ポンプ3の吐出圧力によりK位置に切り換えられ、ピストンシリンダ81のボトム側の油は、レギュレータ80の絞り83、サーボ弁82のK位置を経てタンク9に戻る。これにより、ピストン81aを図示の右側に移動して吐出容積（cc/rev）を少なくするが、所定量移動するとバネ85にピストン81aが当接して停止し、走行用油圧ポンプ2の吐出容積（cc/rev）は所定量確保される。以上のように、走行用油圧ポンプ2から走行用油圧モータ8に供給する油量は、レギュレータ80に設けたバネ85により所定量が確保されるため、前進から後進、あるいは、後進から前進のシャトル操作時でも、走行用油圧モータ6に供給する油量が多くなり、キャビテーションが発生することがなくなり、従来、オープン回路の油圧駆動では困難なシャトル操作が可能になるとともに、油圧機器の破損が防止でき

る。また、可変リリーフ弁52を用いるとともに、その制動圧力、および制動時間を車両の慣性エネルギーに伴うようにしているため、制動距離も車両速度に関係なくほぼ一定にすることができる。

【0042】この第2主回路8での調圧、および、第1主回路7への戻り油の供給は、作業車両が停止するまでの間中に行われている。作業車両が停止すると、可変リリーフ弁52により調圧が停止され、戻りリリーフ回路15bに流れる油量がなくなる。これにより、制御弁60は第4受圧部63に作用した所定の圧力がなくなり、中立位置Gに戻る。このとき、パイロット圧供給弁30が後進位置Fにあるため、制御弁60は、走行用バルブ5と走行用油圧モータ6とを接続する第2主回路8から第3パイロット回路40を経て第3ポート33に走行用油圧モータ6を駆動する圧力をパイロット圧供給弁30、および、第3ポート33から第5ポート35、第5パイロット回路42を経て、第3受圧部61に第2主回路8からの駆動圧力をパイロット圧(Pac)として供給し、制御弁60を走行位置Hに切り換える。制御弁60は、第5パイロット回路42を経て第2主回路8からの駆動圧力を第1ポート66に受け、駆動圧力をパイロット圧(Pac)として第4ポート69、第7パイロット回路76を経て走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82の第5受圧部90に供給している。

【0043】このとき、走行用油圧モータ8を駆動する駆動圧力は、前進から後進への走行開始のため高圧になっているので、走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82はJ位置にあり、駆動圧力は、バネ91に抗してピストンシリンダ81を図示の右側に移動して吐出容積(cc/rev)を少なくしている。したがって、作業車両は衝撃がなくゆっくりした速度で走行を開始する。また、このとき、制御弁60は中立位置の絞り、およびレギュレータ80の絞り83によりゆっくり作動して切り換わり、衝撃がなく後進の走行を開始することができる。また、このとき、制御弁60が走行位置Hにあるため、ピストンヘッド室53bの油は、第8パイロット回路77、制御弁60の第6ポート71と第5ポート70、を経て戻りリリーフ回路15bに戻るため、ピストンヘッド室53bから戻りリリーフ回路15bに速やかに戻る。このため、第1主回路7の駆動圧力が、リリーフ回路15aを経て可変リリーフ弁52の一端部およびピストン部53のピストンボトム室53aに作用するが、ピストン部53は速やかに作動し、第1主回路7の走行による圧力を所定の調圧圧力(例えば、420Kg/cm<sup>2</sup>)になるようにしている。

【0044】以上説明した通り、走行用油圧ポンプ2の吐出量を制御するレギュレータへの油圧は、走行用バルブ5と走行用油圧モータ6とを接続する第1主回路7あるいは第2主回路8から制御弁60を介して受けているため、走行用油圧ポンプ2の吐出圧力が高圧になっても

油圧ポンプの吐出量を減らすことがなくなり、走行用油圧モータ6にキャビテーションを発生することがなくなる。また、走行用油圧モータ6を駆動する油圧が所定値以下のとき、油圧ポンプのレギュレータに所定吐出量を確保するバネを設けたため、車両が逆の駆動力を受けても、走行用油圧モータ6にキャビテーションを発生することがなくなる。また、可変リリーフ弁52は、車両の制動あるいは減速時に、ピストンヘッド室53bから戻りリリーフ回路15bに戻る油を絞り55で絞り圧力高めて、ピストン部53によるバネ52aの押圧を遅らせるとともに弱くして、第1主回路7あるいは第2主回路8に発生する圧力を車両の慣性エネルギーに伴う制動圧力(例えば、150Kg/cm<sup>2</sup>から420Kg/cm<sup>2</sup>の可変圧力)になるようにしているため、衝撃が少なく走行方向を変換することができる。また、走行用油圧ポンプ2のサーボ弁82はバネ91に抗してピストンシリンダ81を図示の右側に移動して吐出容積(cc/rev)を少なくしているため、作業車両は衝撃がなくゆっくりした速度で走行を開始する。また、このとき、制御弁60は中立位置の絞り、およびレギュレータ80の絞り83によりゆっくり作動して切り換わり、衝撃がなく走行を開始することができる。また、車両の慣性エネルギーに伴う制動圧力を発生する可変リリーフ弁52を用いることにより、制動距離も車両速度に関係なくほぼ一定にすることができ、また、車両の制動あるいは減速時に、作業車両に衝撃をなくすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る油圧駆動式作業車両の走行駆動装置の第1実施例を示す油圧回路図である。

【図2】図1に示す走行用バルブおよびパイロット圧供給弁の拡大図である。

【図3】図1に示すモジュレーションリリーフ弁の拡大図である。

【図4】車両減速時のブレーキ圧力と時間との関係を示す図である。

【図5】車両減速時の車速と時間との関係を示す図である。

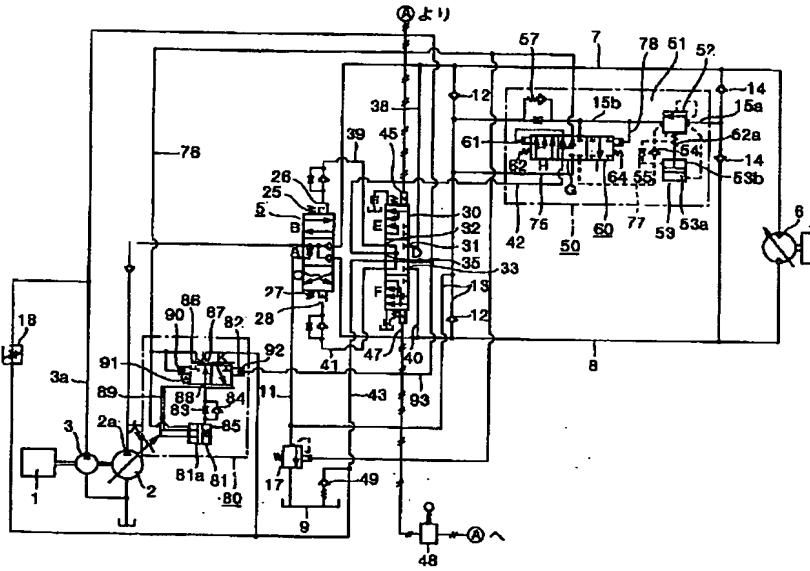
【図6】従来の走行用油圧モータの油圧回路図である。

【符号の説明】

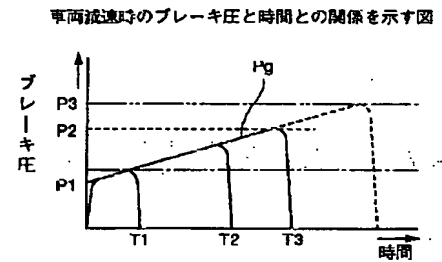
1…エンジン、2…走行用油圧ポンプ、3…制御用油圧ポンプ、5…走行用バルブ、6…走行用油圧モータ、7…第1主回路、8…第2主回路、9…タンク、11…戻り回路、12…吸込弁、13…吸込用回路、14…リリーフ弁用チェック弁、15a…リリーフ回路、15b…戻りリリーフ回路、17…背圧弁、18…可変絞り、30…パイロット圧供給弁、31…可変リリーフ弁部、35…制御弁、48…操作部、49…背圧用チェック弁、50…モジュレーションリリーフ弁、51…可変リリーフ弁部、52…可変リリーフ弁、53…絞り部、53…ピストン部、54…チェック弁、55…絞り、57…第

1絞り部、60…制御弁、80…馬力制御機構（レギュレータ）、81…ピストンシリンダ、81a…ピストン、82…サーボ弁、83…絞り、84…チェック弁。

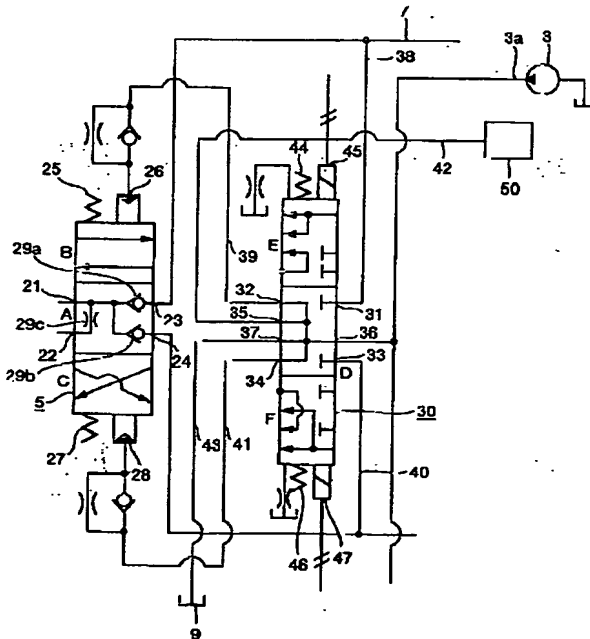
【図1】



【図4】



【図2】



【図5】

